

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-147563

(P2002-147563A)

(43)公開日 平成14年5月22日(2002.5.22)

(51)Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

F I

テーマコード(参考)

F 1 6 H 41/26

F 1 6 H 41/26

F 1 6 F 15/134

F 1 6 F 15/134

A

F 1 6 H 45/02

F 1 6 H 45/02

Y

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 9 頁)

(21)出願番号 特願2000-347889(P2000-347889)

(22)出願日 平成12年11月15日(2000.11.15)

(71)出願人 000149033

株式会社エクセディ

大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号

(72)発明者 福永 孝夫

大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号

株式会社エクセディ内

(72)発明者 森 幸三

大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号

株式会社エクセディ内

(74)代理人 100094145

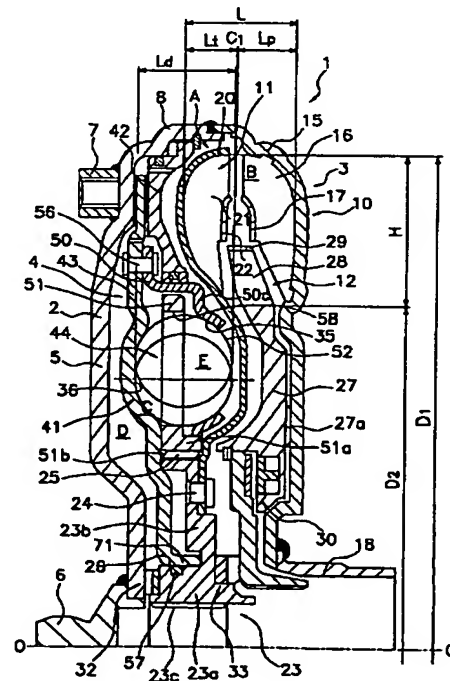
弁理士 小野 由己男 (外1名)

(54)【発明の名称】 トルクコンバータ

(57)【要約】

【課題】 ロックアップ装置が設けられたトルクコンバータにおいて、トルクコンバータの軸方向寸法が大きくなるのを抑えつつトーションスプリングの高性能化を実現させる。

【解決手段】 トルクコンバータ1は、インペラー10、タービン11、及びステータ12からなるトーラス形状の流体作動部3を備えている。流体作動部3の外径D1に対する内径D2の比(D2/D1)は0.61以上である。



BEST AVAILABLE COPY

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 インペラー、タービン、及びステータからなるトーラス形状の流体作動部を備え、

前記流体作動部の外径D1に対する内径D2の比( $D2/D1$ )が0.61以上である、トルクコンバータ。

【請求項2】 前記 $D2/D1$ は0.61~0.77の範囲にある、請求項1に記載のトルクコンバータ。

【請求項3】 フロントカバーと、

前記フロントカバーに連結されたインペラー、タービン、及びステータからなるトーラス形状の流体作動部と、

前記フロントカバーと前記タービンとの間に配置され両者を機械的に連結するための装置であり、振じり振動を吸収・減衰するためのトーションスプリングを備えたロックアップ装置とを備え、

前記トーションスプリングの外周縁は前記流体作動部の内周縁より内周側に位置している、トルクコンバータ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明はトルクコンバータ、特に、ロックアップ装置を有するものに関する。

【0002】

【従来の技術】 一般に、トルクコンバータは、流体により動力を伝達するために加速及び減速をスムーズに行うことができる。しかし、流体の滑りによりエネルギーロスが生じ、燃費が悪い。

【0003】 そこで従来のトルクコンバータには、入力側のフロントカバーと出力側のタービンを機械的に連結するロックアップ装置が取り付けられたものがある。ロックアップ装置はフロントカバーとタービンとの間の空間に配置されている。ロックアップ装置は、主に、フロントカバーに圧接可能な円板状ピストンと、タービンの背面側に取り付けられたドリブンプレートと、ピストンとドリブンプレートとを回転方向に弾性的に連結するトーションスプリングとから構成されている。ピストンには、フロントカバーの平坦な摩擦面に対向する位置に円環状の摩擦部材が接着されている。

【0004】 前記従来のロックアップ装置では、ピストンの作動は流体室内の油圧変化によって制御されている。具体的には、ロックアップ連結解除時にピストンとフロントカバーとの間に外部の油圧回路から作動油が供給される。この作動油はフロントカバーとピストンとの間の空間を半径方向外側に流れ、さらに外周部側においてトルクコンバータ本体内部に流れ込む。ロックアップ連結時には、フロントカバーとピストンとの間の空間の作動油が内周側からドレンされ、その結果油圧差によってピストンがフロントカバー側に移動する。この結果ピストンに設けられた摩擦部材がフロントカバーの摩擦面に押し付けられる。このようにしてフロントカバーのトルクがロックアップ装置を介してタービン側に伝達され

る。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】 一方、車輛の低速時からの使用や高トルク化によりダンパー機構の高性能化が要求されている。また、近年は発進時にのみ流体によるトルク伝達を行い、例えば時速20km以上ではロックアップ装置を連結させておくトルクコンバータが知られている。このようにロックアップ領域を増大させた構造では、エンジンからのトルク変動に対して振じり振動を十分に吸収・減衰できるようにトーションスプリングの性能向上が求められている。具体的にはトーションスプリングの径を大きくすることで、振じり振動に対する振動吸収・減衰特性を向上させることが要求されている。

【0006】 しかし、トーションスプリングはフロントカバーとタービンとの軸方向間に配置されているため、トーションスプリングの大型化を実現すると、トルクコンバータ全体が大型化してしまう。

【0007】 本発明の課題は、ロックアップ装置が設けられたトルクコンバータにおいて、トルクコンバータの軸方向寸法が大きくなるのを抑えつつトーションスプリングの高性能化を実現させることにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】 請求項1に記載のトルクコンバータは、インペラー、タービン、及びステータからなるトーラス形状の流体作動部を備えている。流体作動部の外径D1に対する内径D2の比( $D2/D1$ )は0.61以上である。

【0009】 このトルクコンバータでは、流体作動部の内径が従来に比べて大きくなっているため、流体作動部の内周側にロックアップ装置のトーションスプリングを配置することができる。したがって、トルクコンバータの軸寸法を大きくすることなく、トーションスプリングを十分に大きくして性能を向上させることができる。

【0010】 請求項2に記載のトルクコンバータでは、請求項1において、 $D2/D1$ は0.61~0.77の範囲にある。 $D2/D1$ が0.77以上となると、トーラス内の流路面積が非常に小さくなり、その結果ブレードに作用する流量が減少インペラーのトルク容量が小さくなる。また、タービンの出口半径が大きくなりトルクコンバータの最高効率も悪化する結果となる。

【0011】 請求項3に記載のトルクコンバータは、フロントカバーと、流体作動部と、ロックアップ装置とを備えている。流体作動部は、フロントカバーに連結されたインペラー、タービン、及びステータからなる。ロックアップ装置は、フロントカバーとタービンとの間に配置され両者を機械的に連結するための装置であり、振じり振動を吸収・減衰するためのトーションスプリングを有する。トーションスプリングの外周縁は流体作動部の内周縁より内周側に位置している。

【0012】 このトルクコンバータでは、ロックアップ

装置のトーションスプリングは、流体作動部に対して、軸方向に並ぶことなく半径方向内方に位置している。したがって、トルクコンバータの軸方向寸法を大きくすることなく、トーションスプリングを十分に大きくして性能を向上させることができる。

【0013】

【発明の実施の形態】(1)構成

図1は本発明の一実施形態が採用されたトルクコンバータ1を示している。図1において、トルクコンバータ1は、主に、フロントカバー2と、フロントカバー2と同心に配置された3種の羽根車(インペラー10、タービン11、ステータ12)からなるトラス形状の流体作動部3と、フロントカバー2とタービン11との軸方向間の空間に配置されたロックアップ装置4とから構成されている。フロントカバー2とインペラー10のインペラーシェル15は外周部が溶接により固定されており、両者で作動油が充填された流体室Aを形成している。

【0014】フロントカバー2は、エンジンのクランクシャフト(図示せず)からトルクが入力される部材である。フロントカバー2は主に円板状の本体5から構成されている。本体5の中心にはセンターボス6が固定されている。本体5の外周部エンジン側面には複数のナット7が固定されている。本体5の外周部にはトランスミッション側に延びる外周筒状部8が一体に形成されている。

【0015】外周筒状部8は、軸方向エンジン側部8aと軸方向トランスミッション側部8bとから構成されている。軸方向トランスミッション側部8bは、軸方向エンジン側部8aに対して外周側に位置している。軸方向エンジン側部8aの内周面8cは、断面が軸方向にストレートに延びている。軸方向トランスミッション側部8bの内周面にはスプライン9が形成されている。

【0016】フロントカバー2の本体5の内側で外周部には環状かつ平坦な摩擦面70が形成されている。摩擦面70は軸方向トランスミッション側を向いている。流体作動部3は流体室A内で軸方向トランスミッション側に配置されている。これにより、流体室内Aは、流体作動部3内の空間である流体作動室Bと、フロントカバー2の本体5とタービン11との間に形成された空間Cとに分かれている。

【0017】インペラー10は、インペラーシェル15と、インペラーシェル15の内側に固定された複数のインペラーブレード16と、インペラーブレード16の内側に固定されたインペラーコア17と、インペラーシェル15の内周縁に固定されたインペラーハブ18とから構成されている。

【0018】インペラーブレード16は、従来に比べて半径方向寸法が大幅に短く、インペラーシェル15の外周側部分に固定されている。タービン11は流体室A内でインペラー10に対向して配置されている。タービン

11は、タービンシェル20と、タービンシェル20に固定された複数のタービンブレード21と、タービンブレード21の内側に固定されたタービンコア22と、タービンシェル20の内周縁に固定されたタービンハブ23とから構成されている。

【0019】タービンブレード21は、従来に比べて半径方向寸法が大幅に短く、タービンシェル20の外周側部分に固定されている。タービンハブ23は、円筒状のボス23aと、そこから外周側に延びるフランジ23bを有している。フランジ23bは複数のリベット24によってタービンシェル20の内周部に固定されている。さらに、ボス23aの内周面にはスプライン23cが形成されている。スプライン23cにはトランスミッション側から延びる図示しないシャフトが係合している。これによりタービンハブ23からのトルクは図示しないシャフトに出力される。

【0020】また、タービンハブ23のフランジ23bの外周面にはスプライン25が形成されている。また、ボス23aの軸方向エンジン側の外周面26は、断面で軸方向にストレートに延びている。

【0021】ステータ12はインペラー10の内周部とタービン11の内周部との間に配置されている。ステータ12はタービン11からインペラー10へと戻る作動油を整流し、トルクコンバータ1におけるトルク増幅作用を実現するための機構である。このトルク増幅作用によって、発進時に優れた加速性能が得られる。ステータ12は、ステータキャリア27と、その外周面に設けられた複数のステータブレード28と、ステータブレード28の外周側に設けられたステータコア29とから構成されている。

【0022】さらに、ステータブレード28は入口側面の内周側部が外周側面より軸方向位置ではトランスミッション側に位置している。つまり、ステータブレード28の入口側面はテーパ形状になっており、具体的にはステータブレード28の入口側面の外周側部分は流体作動部3の軸方向中心位置C1より軸方向位置ではエンジン側にあるが、ステータブレード28の入口側面の内周側部分は流体作動部3の軸方向中心位置C1より軸方向位置ではトランスミッション側にある。このような形状になっていることで、流体作動部3の内周側にスペースを確保でき、後述のダンパー機構44を大型化できる。なお、ステータブレード28の出口側面も入口側面と同様のテーパ形状になっており、その結果ステータブレード28は軸方向幅が概ね一定になっている。なお、ステータブレード28は従来に比べて半径方向寸法及び軸方向寸法が大幅に短くなっている。

【0023】ステータキャリア27はワンウェイクラッチ30を介して図示しない固定シャフトに支持されている。ステータキャリア27は、従来に比べて半径方向に長く延び、軸方向エンジン側の面が全体にわたって凹ん

だ形状になっている。具体的には、ステータキャリア27の軸方向エンジン側の面の半径方向中間部分は、ステータブレード28の入口側面の外周側部分はもとよりその内周側部分より軸方向トランスミッション側に位置しており、当然、流体作動部3の軸方向中心位置C1より軸方向位置ではトランスミッション側に位置している。

【0024】また、タービンシェル20の内周側部分（タービンブレード21が固定されていない部分）はステータキャリア27に沿って軸方向に湾曲しており、その半径方向中間部分は流体作動部3の軸方向中心位置C1より軸方向位置ではトランスミッション側に位置している。以上のようにステータキャリア27及びタービンシェル20を軸方向トランスミッション側に大きく湾曲させて、軸方向エンジン側を向いた凹部を形成することで、流体作動部3の内周側特にタービン11に相当する部分の内周側に、後述のダンパー機構44のためのスペースが確保できている。

【0025】フロントカバー2の本体5とタービンハブ23との軸方向間には、第1ワッシャ32が配置されている。なお、第1ワッシャ32の軸方向エンジン側端面には半径方向に延びる複数の溝が形成されており、これらの溝により第1ワッシャ32の半径方向両側を作動油が流通可能となっている。タービンハブ23とワンウェイクラッチ30の間には第2ワッシャ33が配置されている。なお、第2ワッシャ33の軸方向トランスミッション側端面には半径方向に延びる複数の溝が形成されており、これらの溝により第2ワッシャ33の半径方向両側を作動油が流通可能となっている。

【0026】ステータキャリア27の軸方向エンジン側には、インペラシェル15の内周部に当接する複数の当接部27aが形成されている。当接部27aは回転方向に並んで形成され、その間は半径に連通する隙間となっている。これらの隙間により当接部27aの半径方向両側を作動油が流通可能となっている。

【0027】なお、この実施形態ではインペラハブ18とステータ12との軸方向間に油圧回路の第1油路が連結され、ステータ12とタービンハブ23との軸方向間に油圧回路の第2油路が連結され、タービンハブ23とフロントカバー2の内周部との間に油圧回路の第3油路が連結されている。第1油路と第2油路は通常は共通の油圧回路につながっており、ともに、流体作動部3に作動油を供給し、又は流体作動部3から作動油を排出する。第3油路は、図示しないシャフトの内部に形成され、フロントカバー2とタービンハブ23との間にすなわち空間Cの内周部に作動油を供給したり又は空間Cから作動油を排出することができる。

【0028】次に、空間Cについて説明する。空間Cは、フロントカバー2の本体5とタービン11との軸方向間に形成された環状の空間である。空間Cは、軸方向エンジン側がフロントカバー2の本体5により形成さ

れ、軸方向トランスミッション側がタービン11のタービンシェル20により形成されている。さらに、空間Cは外周側が主に外周筒状部8の内周面により形成され、その内周側がタービンハブ23の外周面により形成されている。空間Cは、前述のように、内周側すなわちフロントカバー2の内周部とタービンハブ23との間において外部の油圧回路に連結している。さらに、空間Cは外周部においてインペラ10出口とタービン11入口との間の隙間から流体作動室Bに連通している。

【0029】ロックアップ装置4は、空間C内に配置され、空間C内の油圧変化によってフロントカバー2とタービン11とを機械的に連結・連結解除するための装置である。ロックアップ装置4は、主に、ピストン機構41と第2ピストン42とから構成されている。

【0030】ピストン機構41は自らが空間C内で油圧変化によって作動するピストン機能と、回転方向の振じり振動を吸収・減衰するためのダンパー機能とを有している。ピストン機構41は第1ピストン43とダンパー機構44とから構成されている。第1ピストン43は空間C内においてフロントカバー2の本体5側に近接して配置された円板状の部材である。第1ピストン43は、空間C内をフロントカバー2側の第1空間Dと、タービン11側の第2空間Eとに分割している。第1ピストン43の外周部は、フロントカバー2の摩擦面70の軸方向トランスミッション側に配置された摩擦連結部49となっている。摩擦連結部49は、環状かつ平坦な板状部分であり、軸方向両側に環状の摩擦部材46が貼られている。以下の説明では、摩擦部材46において摩擦面70に対向するものを第1摩擦部材46aとし、その反対側のものを第2摩擦部材46bとする。第1摩擦部材46a及び第2摩擦部材46bの表面には半径方向に貫通する油溝が形成されていてもよい。

【0031】第1ピストン43の内周縁には内周筒状部71が形成されている。内周筒状部71は第1ピストン43の内周縁から軸方向トランスミッション側に延びている。内周筒状部71の内周面はタービンハブ23の外周面26によって軸方向及び回転方向に移動可能に支持されている。内周筒状部71の軸方向トランスミッション側は、タービンハブ23のフランジ23bに当接可能となっている。これにより第1ピストン43の軸方向トランスミッション側への移動が制限されている。なお、外周面26には環状の溝が形成されており、その溝内にはシールリング57が配置されている。シールリング57は内周筒状部71の内周面に当接している。このシールリング57によって第1空間Dと第2空間Eとが互いに遮断されている。

【0032】以上に述べたように、第1空間Dの内周部は、第3油路と連通しており、シールリング57によって第2空間Eから遮断されている。第1空間Dの外周部は、摩擦連結部49が摩擦面70に当接した状態で第2

空間Eから遮断され、離れた状態で第2空間Eと連通する。

【0033】ダンパー機構44は、第1ピストン43からのトルクをタービン11側に伝達すると共に、振じり振動を吸収・減衰するための機構である。ダンパー機構44は第2空間E内において第1ピストン43の内周部とタービンスェル20の内周部との間に配置されている。ダンパー機構44は、主に、ドライブ部材50とドリブン部材51とトーションスプリング52とから構成されている。

【0034】ドライブ部材50は、第1ピストン43の軸方向エンジン側に間を空けて配置された環状かつ円板状の部材である。ドライブ部材50の外周部は第1ピストン43に対して複数のリベット56により固定されている。ドライブ部材50にはトーションスプリング52を支持するための複数の角窓35が形成されている。角窓35は軸方向に貫通しており、軸方向トランスミッション側に突出する切り起こし部が半径方向両側縁に形成されている。また、第1ピストン43において角窓35に対応する位置には支持部36が形成されている。支持部36は軸方向に絞り加工等により形成され軸方向トランスミッション側が凹状となる突出部である。支持部36においてトーションスプリング52に接触する部分には所定の熱処理等が施されている。このように第1ピストン43がダンパー機構44のダンパーケーシングとして機能しており、従来のドライブプレート的一方を省略できる。この結果部品点数が少なくなり、全体構造が簡単になる。

【0035】なお、ドライブ部材50は、リベット56により第1ピストン43に固定された外周部50aと、外周部50aから軸方向トランスミッション側に延びる筒状部50bと、筒状部50bから半径方向内側に延びる環状部50cとを有している。前述の角窓35は環状部50cに形成されている。

【0036】ドリブン部材51は、環状のプレートであり、第1ピストン43とドライブ部材50の軸方向間に配置されている。ドリブン部材51には、ドライブ部材50の角窓35に対応する位置に軸方向に貫通する窓孔58が形成されている。ドリブン部材51の内周縁には軸方向トランスミッション側に延びる筒状部51aが形成されている。筒状部51aの内周面には、タービンハブ23のスプライン25に係合するスプライン51bが形成されている。このスプライン係合によってドリブン部材51はタービンハブ23に対して相対回転不能にかつ軸方向に移動可能となっている。また、筒状部51aの外周面はドライブ部材50の内周面に当接しており、これによりドリブン部材51はドライブ部材50に対して半径方向に位置決めされている。

【0037】窓孔58内にはトーションスプリング52が配置されている。トーションスプリング52は回転方

向に延びるコイルスプリングである。トーションスプリング52は前述の窓孔58、角窓35及び支持部36によって回転方向端部を支持されている。さらに、トーションスプリング52はドライブ部材50の角窓35及び支持部36により軸方向の移動を制限されている。トーションスプリング52は、タービンスェル20の内周部に対応して配置され、一部が内周部の凹状溝内に入っている。

【0038】第2ピストン42は、第2空間E内において、第1ピストン43外周部の軸方向トランスミッション側、かつ、ダンパー機構44の外周側に配置されている。第2ピストン42は、環状のプレートであり、摩擦連結部49の軸方向トランスミッション側に近接する摩擦連結部68を有している。摩擦連結部68は、環状かつ平坦な押圧面69を軸方向エンジン側に有している。押圧面69は第2摩擦部材46bに対して軸方向に対向している。

【0039】第2ピストン42の外周面62は、外周筒状部8の内周面8cに当接し支持されている。外周面62には環状の溝が形成され、溝内にはDリング63が配置されている。Dリング63は内周面8cに当接し、その軸方向両側をシールしている。第2ピストン42の外周部の軸方向トランスミッション側には、さらに外周側に突出する環状部64が形成されている。環状部64の外周面には、フロントカバー2の外周筒状部8に形成されたスプライン9に係合するスプライン64aが形成されている。このスプライン係合により第2ピストン42はフロントカバー2に対して相対回転不能にかつ軸方向に移動可能となっている。なお、外周筒状部8の軸方向トランスミッション側部8bにはワイヤーリング65が固定されており、第2ピストン42の環状部64に当接可能となっている。このワイヤーリング65によって第2ピストン42の軸方向トランスミッション側への移動が制限されている。

【0040】ドライブ部材50の筒状部50bの外周面には筒状部材66が固定されている。筒状部材66の外周面は第2ピストン42の内周面に当接し、第2ピストン42を半径方向に支持している。第2ピストン42は筒状部材66に対して軸方向及び回転方向に移動可能である。筒状部材66の外周面に環状の溝が形成され、溝内にはシールリング67が配置されている。シールリング67は、第2ピストン42の内周面に当接し、その軸方向両側をシールしている。

【0041】以上の構成の結果、第1ピストン43の外周部分と第2ピストン42との軸方向間に第3空間Fが形成されている。第3空間Fの内周部は、前述のシールリング67により第2空間Eにおける他の部分と遮断されている。さらに、第3空間Fの外周部は、摩擦連結部49と摩擦連結部68とが互いに当接した状態では閉ざされており、両者が離れた状態では開放されている。第

1ピストン43において摩擦連結部49の半径方向内側部分には、軸方向に貫通する複数の孔47が形成されている。この孔47により、第1空間Dと第3空間Fとは互いに連通している。

【0042】さらに、第1ピストン43の摩擦連結部49の外周側には、フロントカバー2と第2ピストン42の外周部とによって環状の第4空間Gが確保されている。第2ピストン42のの外周部には軸方向に貫通する複数の孔42a（連通部）が形成され、この孔42aによって第4空間Gは第2ピストン42の軸方向トランスミッション側の空間（第2空間E）と連通している。孔42aは比較的小さな孔であり、円周方向に並んでいる。孔42aは、作動油を通過させて、後述するコンタミネーションの排出と、スリップ制御中における摩擦面への作動油供給とを実現している。

【0043】以上の説明をまとめながら、ロックアップ装置4のクラッチ連結部40について説明する。クラッチ連結部40は、フロントカバー2の摩擦面70と、第1ピストン43の摩擦連結部49と、第2ピストン42の摩擦連結部68の押圧面69とから構成されている。このようにしてクラッチ連結部40は2面の摩擦面を有している。

【0044】ここでは、摩擦連結部49と摩擦連結部68とがそれぞれ軸方向に自ら移動するピストンとなっているため、摩擦面70と摩擦部材46との間には第1ピストン43からの押圧力が作用し、摩擦部材46と押圧面69との間には第2ピストン42からの押圧力が作用する。

【0045】フロントカバー2と一体回転する入力部材として第2ピストン42がダンパー機構44の外周側に配置されるため、より具体的には、第2ピストン42の内径がダンパー機構44の外径より大きくかつ第2ピストン42がダンパー機構44の外周に配置されているため、ダンパー機構44の軸方向片側のスペースが制約されていない。したがって、ダンパー機構44におけるトーションスプリング52の軸方向寸法を大きくすることができる。これにより、設計が容易になりさらに低剛性化などのトーションスプリング52の高機能化を実現できる。

【0046】さらに、第2ピストン42がダンパー機構44の一部特にドライブ部材50によって半径方向に支持されることによって、第2ピストン42を支持するための特別な部材や構成を設けることができなくなり、ロックアップ装置4全体の構造が簡単になる。

【0047】また、第1ピストン43の内周面がシールリング57によってシールされ、第2ピストン42の内周面と外周面がシールリング67、Dリング63によってシールされているため、第1ピストン43及び第2ピストン42の軸方向エンジン側には、独立した油圧室が形成されている。この油圧室は、前述の説明を利用すれ

ば、主に空間Dであり、また空間Fもその一部であるとみなせる。この油圧室の油圧をコントロールすることで、ロックアップ装置4のON・OFFを制御できる。

## (2) 寸法関係

次に、トルクコンバータ1の各機構の寸法について説明する。トーラス形状の流体作動室Bの内径D2と外径D1との比( $D2/D1$ )が0.61以上の範囲にある。なお、内径D2はステータ12のキャリア27の外周面に一致する円の直径であり、外径D1はインペラー10又はタービン11の最外周部分（インペラー10出口又はタービン11入口における各ブレードの最外周縁）に一致する円の直径である。前記比は、外径D1が従来と同程度であるとする、内径D2が大幅に大きくなっていることを意味する。このため、流体作動室Bの内周側に空間を確保でき、そこにロックアップ装置のトーションスプリングを配置可能となる。 $D2/D1$ は0.61～0.77の範囲にあることが好ましい。なぜなら、 $D2/D1$ が0.77以上となると、トーラス内の流路面積が非常に小さくなり、その結果ブレードに作用する流量が減少インペラーのトルク容量が小さくなる。また、タービンの出口半径が大きくなりトルクコンバータの最高効率も悪化する結果となるからである。

【0048】トーラスの外径D1に対する流体作動室Bの軸寸法Lの比( $L/D1$ )は0.122以下である。これは、トーラスの外径D1が従来と同程度であるとする、軸寸法Lが大幅に短くなっていることを意味する。

【0049】さらに、トーラスの半径方向寸法Hに対するトーラスの軸寸法Lの比( $L/H$ =偏平率)は0.65以下である。このようにして、流体作動室Bの半径方向寸法Hが従来に比べて大幅に短くなっているにもかかわらず、流体作動室Bは偏平化を維持しており、結果として、流体作動室Bの軸寸法は従来に比べて半分程度になっている。

【0050】さらに、タービン11はインペラー10に比べて軸寸法が短くなっている。すなわちトーラス形状の流体作動部3においてインペラー10とタービン11が軸方向に非対称である。具体的には、インペラー10の軸寸法 $L_p$ に対するタービン11の軸寸法 $L_t$ の比( $L_t/L_p$ )は0.8～0.95の範囲にある。タービン11の軸寸法 $L_t$ は、インペラー10の出口及びタービン11の入口の間の軸方向中心位置C1と、タービンシェル20の内側で最もエンジン側の部分との間の軸方向距離である。インペラー10の軸寸法 $L_p$ は、軸方向中心位置C1とインペラーシェル15の内側で最もトランスミッション側の部分との間の軸方向距離である。

【0051】ロックアップ装置4のトーションスプリング52は流体作動室Bの内周側に配置されている。より正確には、トーションスプリング52の外周側縁は、流体作動室Bの内周側縁（ステータキャリア27の外周



面)より内周側に位置している。また、トーションスプリング52は流体作動室Bの内周側に一部が入り込んでおり、トーションスプリング52の軸方向トランスミッション側縁はタービン11の軸方向トランスミッション側縁を越えてトーラスの軸方向中心位置C1に近接している。

【0052】以上より、トーションスプリング52は、トルクコンバータ1全体の軸方向寸法を大きくすることなく、コイル径が従来に比べて大幅に大きくなっている。具体的には、トーションスプリング52のコイル径 $L_d$ は、トーラスの軸寸法 $L_p$ より短いが、インペラー10の軸寸法 $L_s$ より長くなっている。このようにトーションスプリング52のコイル径 $L_d$ を大きくできることで、トーションスプリング52の性能を向上させることが容易になる。この結果、トルクコンバータ1のトーラスによる流体トルク伝達を車両の発進時のみに利用し、その後はロックアップ装置4を連結させた機械トルク伝達状態で使用することが可能となる。

【0053】以上に述べたようにトーラスを小型化すると、流体によるトルク伝達性能は低下することが考えられる。しかし、発進時のみ流体によるトルク伝達を行い、例えば時速20km以上ではロックアップ装置を連結させておくトルクコンバータでは、流体によるトルク伝達性能の低下はさほど問題にならない。さらに、本実施形態では、前述の性能低下を補償するために、インペラー10の軸寸法 $L_p$ をタービン11の軸寸法 $L_s$ より長くしている。また、ステータ12の軸寸法 $L_s$ を6mm以上とすることで性能低下を補償している。なお、ステータ12の軸寸法 $L_s$ とは、軸方向幅が最も短い部分の長さをいう。

### (3) 動作

次に動作について説明する。クラッチ連結解除状態では、第3油路から第1空間Dの内周側に作動油が供給されている。第1空間D内の作動油は半径方向外側に流れ、摩擦面70と第1摩擦部材46aとの間を流れ、第4空間Gから孔42aを通過して第2空間Eの外周側に流れる。第2空間Eの作動油は、インペラーシェル15とタービンシェル20との隙間を通り、インペラー10出口とタービン11の入口間の隙間から流体作動室B内に流れる。また、第1空間D内を移動する作動油は第1ピストン43に形成された孔47を通過して第3空間F内に流れ込む。第3空間F内の作動油は押圧面69と第2摩擦部材46bとの間を通過して半径方向外側に流れる。その作動油も孔42aを通過して第2空間Eの外周側に流れる。

【0054】以上の作動油の流れでは、第4空間Gの作動油が孔42aを通過して排出されるため、摩擦面等で発生したコンタミネーション(ヘドロ状の摩耗粉酸化物)は、十分に排出され、第4空間Gに溜まりにくい。この

結果、コンタミネーションによるDリング63の劣化等が生じにくい。

【0055】ここでは、第1ピストン43と第2ピストン42とがそれぞれ空間C内の油圧の変化によって軸方向に移動するピストンとして機能しているため、両部材の軸方向動作が安定している。そのためクラッチ連結部40において各部材は互いに接触しにくい。つまりドラグトルクが生じにくい。具体的には、第2ピストン42はワイヤーリング65により軸方向トランスミッション側への移動を制限され、第1ピストン43はタービンハブ23によって軸方向への移動を制限されている。この結果、図2に示すように、摩擦面70と第1摩擦部材46aとの間、さらには第2摩擦部材46bと押圧面69との間に所定のクリアランスが確保されている。

【0056】次に、クラッチ連結動作について説明する。第3油路から第1空間D内の作動油をドレンする。これより第1空間D内の作動油は内周側に流れ、さらに第3空間F内の作動油は孔47を通過して第1空間D内に流れ込む。この結果、油圧差によって、第1ピストン43は軸方向エンジン側に移動し、摩擦連結部49がフロントカバー2の摩擦面70に当接する。さらに、第2ピストン42も軸方向エンジン側に移動し、押圧面69が第2摩擦部材46bに当接する。このとき、孔47によって第1空間Dと第3空間Fとが互いに連通することによって、第2ピストン42の応答性が向上している。

【0057】以上の説明では、トルクコンバータの動作を、流体によるトルク伝達(ロックアップ装置4の連結解除中)と、機械的トルク伝達(ロックアップ装置4の連結中)とに区分したが、流体によるトルク伝達と機械的なトルク伝達の割合が連続して変化するスリップ制御を行ってもよい。

【0058】以下、スリップ制御について説明する。ロックアップクラッチのダンパー機構はエンジンの燃焼変動に伴うトルク変動を吸収する。しかし、車両の低速領域ではダンパー機構で十分に吸収できないレベルのトルク変動が発生するため、ロックアップクラッチを使用できない。そこで、より低速領域でロックアップクラッチを用いてさらなる燃費向上を図るために、近年になってスリップ制御が行われるようになった。スリップ制御とは、弱い締結力でピストンをフロントカバーに押し付けることで、ピストンとフロントカバーとの間に所定のスリップ回転を定常的に与えておくものである。スリップ回転があると、動力は機械伝達と流体伝達とにより分担されて行われる。スリップ回転数が多いときは、機械伝達動力の割合が小さく、流体伝達動力の割合が大きい。スリップ回転数が小さいときは、機械伝達動力の割合が大きく、流体伝達動力の割合が小さい。スリップ回転数の制御は、油圧制御装置がトルクコンバータ内でピストンの両側の油圧差を制御して行われる。

【0059】スリップ制御で生じる問題は、摩擦面で常

に摺動が生じるため、摩擦面での仕事量が多い点である。そこで、スリップ制御を行うには、複数の摩擦面を設けて摩擦面の単位面積当たりの仕事量を減らすことが望ましい。また、摩擦面に対して冷却及び潤滑用の作動油を供給することが望ましい。本発明の実施形態では、前者を実現するために、2つのピストンを用いて複数の摩擦面を確保している。また、後者を実現するためにピストン42の外周側部に孔42aを形成している。具体的には、孔42aによって、スリップ制御中でも、摩擦面すなわち摩擦面70と第1摩擦部材46aの間、及び押圧面69と第2摩擦部材46bで作動油が流れることが可能になっている。

【0060】スリップ制御で生じるさらなる問題としては、コースト時にロックアップ装置を連結されていると、急減速時にエンジンストールが生じる問題がある。この問題を解決するためには、一般に、車輛のエンジンの回転数を検出して、その低下が急激な場合にはロックアップ装置を強制的に解除する制御が行われている。本発明の実施形態では、第2ピストン42の外周側と内周側をシールすることで、第1ピストン43と第2ピストン42を作動させるための独立した油室をフロントカバー2と第1ピストン43との間に確保している。このようにして、第1ピストン43及び第2ピストン42の応答性を高めているため、急ブレーキに対してロックアップ装置4を速やかに連結解除できる。特に、第1ピストン43に孔47を形成することで、第2ピストン42の応答性はさらに向上している。

【0061】

【発明の効果】本発明に係るトルクコンバータでは、流

体作動部の内径が従来に比べて大きくなっているため、流体作動部の半径方向内方にロックアップ装置のトーションスプリングを配置することができる。したがって、トルクコンバータの軸方向寸法を大きくすることなく、トーションスプリングを十分に大きくして性能を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態が採用されたトルクコンバータの縦断面概略図。

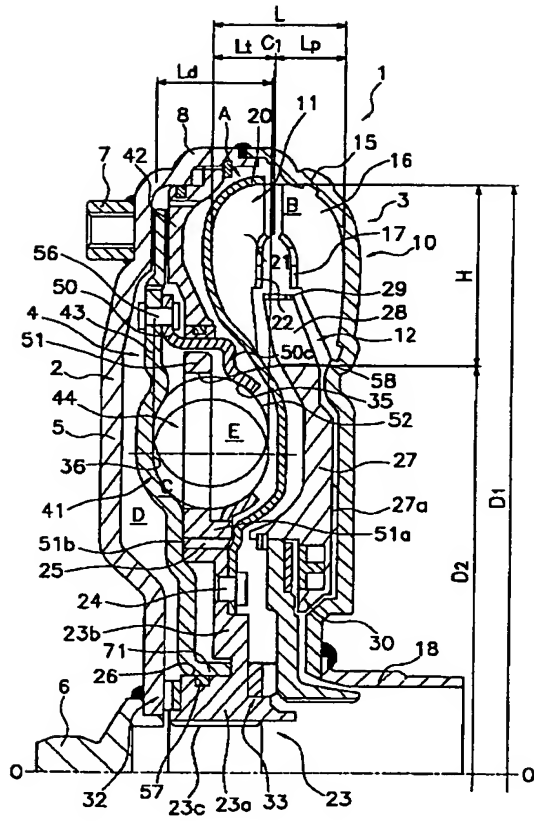
【図2】図1の部分拡大図であり、ロックアップ装置のクラッチ連結部を示す図。

【符号の説明】

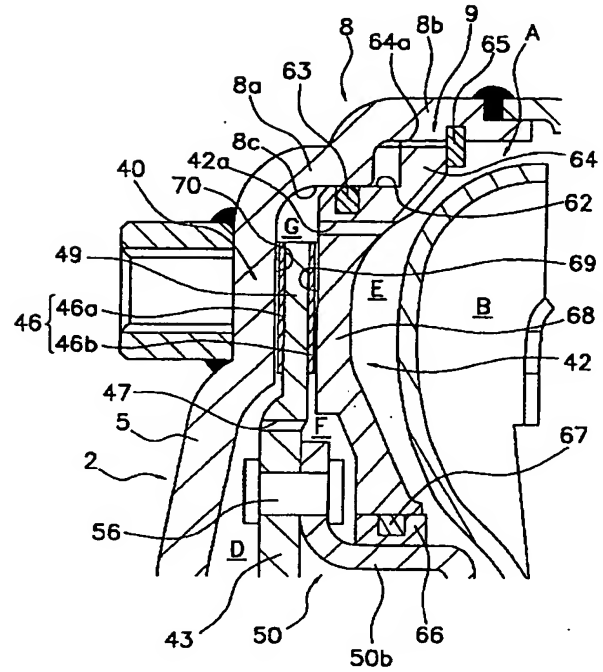
1	トルクコンバータ
2	フロントカバー
3	流体作動部
4	ロックアップ装置
10	インペラー
11	タービン
12	ステータ
20	タービンシェル
21	タービンブレード
23	タービンハブ
41	ピストン機構
42	第2ピストン
43	第1ピストン
46	摩擦部材
50	ドライブ部材
51	ドリブン部材
52	トーションスプリング



【図1】



【図2】



## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-147563

(43)Date of publication of application : 22.05.2002

(51)Int.Cl. F16H 41/26

F16F 15/134

F16H 45/02

(21)Application number : 2000-347889

(71)Applicant : EXEDY CORP

(22)Date of filing : 15.11.2000

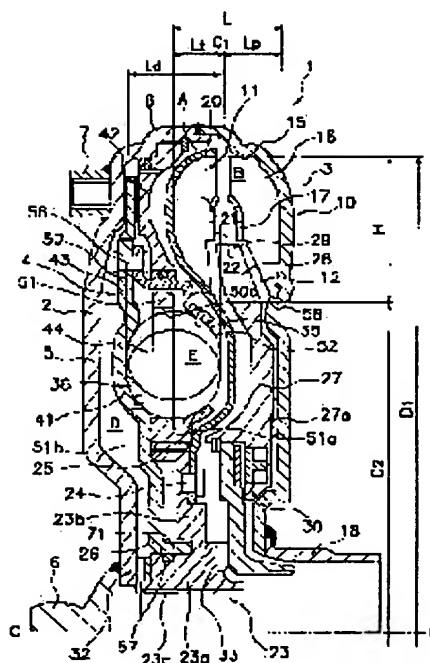
(72)Inventor : FUKUNAGA TAKAO  
MORI KOZO

## (54) TORQUE CONVERTER

## (57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To realize the high performance of a torsion spring while suppressing the enlargement of axial dimension of a torque converter provided with a lock-up device.

SOLUTION: This torque converter 1 is provided with a fluid operating part 3 of torus shape comprising an impeller 10, a turbine 11 and a stator 12. The ratio ( $D2/D1$ ) of the inner diameter  $D2$  to the outer diameter  $D1$  of the fluid operating part 3 is 0.61 or more.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

30.03.2004

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision  
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

\* NOTICES \*

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

CLAIMS

---

[Claim(s)]

[Claim 1] The torque converter whose ratio [ as opposed to / have the fluid actuation section of the anchor ring configuration which consists of an impeller, a turbine, and a stator, and / the outer diameter D1 of said fluid actuation section ] ( $D2/D1$ ) of a bore D2 is 0.61 or more.

[Claim 2] Said  $D2/D1$  is a torque converter according to claim 1 in the range of 0.61-0.77.

[Claim 3] It is the torque converter with which it has lock-up equipment which is equipment for being arranged between a front cover, the fluid actuation section of the anchor ring configuration which consists of the impeller connected with said front cover, a turbine, and a stator, and said front cover and said turbine, and connecting both mechanically, and was equipped with the torsion spring for absorbing and decreasing torsion vibration, and the periphery edge of said torsion spring is located in an inner-circumference side from the inner-circumference edge of said fluid actuation section.

[Translation done.]

\* NOTICES \*

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to a torque converter and the thing which has lock-up equipment especially.

[0002]

[Description of the Prior Art] Generally, a torque converter can perform acceleration and moderation smoothly, in order to transmit power with a fluid. However, an energy loss arises by slipping of a fluid and it is fuel-inefficient.

[0003] So, there are some in which the lock-up equipment which connects mechanically the front cover of an input side and the turbine of an output side was attached in the conventional torque converter. Lock-up equipment is arranged in the space between a front cover and a turbine. Lock-up equipment consists of torsion springs which connect elastically with a hand of cut the driven plate mainly attached in the front cover at the disc-like piston [ in which a pressure welding is possible ], and tooth-back side of a turbine, and a piston and a driven plate. The circular ring-like friction member has pasted the piston in the location which counters the flat friction surface of a front cover.

[0004] Actuation of a piston is controlled by oil pressure change of the fluid interior of a room with said conventional lock-up equipment. Specifically, hydraulic oil is supplied from an external hydraulic circuit between a piston and a front cover at the time of a lock-up deconcatenation. This hydraulic oil flows the space between a front cover and a piston on the radial outside, and flows into a periphery section side in the body of a torque converter further. At the time of lock-up connection, the drain of the hydraulic oil of the space between a front cover and a piston is carried out from an inner circumference side, and, as a result, a piston moves to a front-cover side according to an oil pressure difference. The friction member prepared in the piston as a result is forced on the friction surface of a front cover. Thus, the torque of a front cover is transmitted to a turbine side through lock-up equipment.

[0005]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] On the other hand, high performance-ization of a damper device is demanded by the use from the time of the low speed of a vehicle, or high torque-ization. Moreover, the torque converter with which perform torque transmission by the fluid in recent years only at the time of start, for example, lock-up equipment is made to connect at 20km [ or more ]/h is known. Thus, with the structure where the lock-up field was increased, the improvement in the engine performance of a torsion spring is called for so that it may twist to the torque fluctuation from an engine and vibration can fully be absorbed and decreased. It is specifically enlarging the path of a torsion spring, and it is required that the oscillating absorption and the damping property over torsion vibration should be raised.

[0006] However, since the torsion spring is arranged between the shaft orientations of a front cover and a turbine, if enlargement of a torsion spring is realized, the whole torque converter will enlarge it.

[0007] The technical problem of this invention is in the torque converter with which lock-up equipment was formed to realize high performance-ization of a torsion spring, stopping that the

shaft-orientations dimension of a torque converter becomes large.

[0008]

[Means for Solving the Problem] The torque converter according to claim 1 is equipped with the fluid actuation section of the anchor ring configuration which consists of an impeller, a turbine, and a stator. The ratio ( $D2/D1$ ) of a bore  $D2$  to the outer diameter  $D1$  of the fluid actuation section is 0.61 or more.

[0009] In this torque converter, since the bore of the fluid actuation section is large compared with the former, the torsion spring of lock-up equipment can be arranged to the inner circumference side of the fluid actuation section. Therefore, without enlarging the axial dimension of a torque converter, a torsion spring can be enlarged enough and the engine performance can be raised.

[0010] In a torque converter according to claim 2,  $D2/D1$  is in the range of 0.61-0.77 in claim 1. If  $D2/D1$  becomes 0.77 or more, the flow passage area in the anchor ring will become very small, and the torque capacity of a reduction impeller will become [ the flow rate which acts on a blade as a result ] small. Moreover, the outlet radius of a turbine becomes large and a result to which the maximum efficiency of a torque converter also gets worse is brought.

[0011] The torque converter according to claim 3 is equipped with a front cover, the fluid actuation section, and lock-up equipment. The fluid actuation section consists of the impeller connected with the front cover, a turbine, and a stator. Lock-up equipment is equipment for being arranged between a front cover and a turbine and connecting both mechanically, and has a torsion spring for absorbing and decreasing torsion vibration. The periphery edge of a torsion spring is located in an inner circumference side from the inner circumference edge of the fluid actuation section.

[0012] In this torque converter, the torsion spring of lock-up equipment is located in the method of the inside of radial to the fluid actuation section, without ranking with shaft orientations. Therefore, without enlarging the shaft-orientations dimension of a torque converter, a torsion spring can be enlarged enough and the engine performance can be raised.

[0013]

[Embodiment of the Invention] (1) The block diagram 1 shows the torque converter 1 with which 1 operation gestalt of this invention was adopted. In drawing 1, the torque converter 1 consists of lock-up equipment 4 arranged in the space between the shaft orientations of the fluid actuation section 3 of the anchor ring configuration which mainly consists of three sorts of impellers (an impeller 10, a turbine 11, stator 12) arranged at the front cover 2, the front cover 2, and this alignment, and a front cover 2 and a turbine 11. The periphery section is being fixed by welding and the impeller shell 15 of a front cover 2 and an impeller 10 forms the fluid room A where hydraulic oil was filled up with both.

[0014] A front cover 2 is a member into which torque is inputted from an engine crankshaft (not shown). The front cover 2 mainly consists of disc-like bodies 5. The pin center, large boss 6 is being fixed to the core of a body 5. Two or more nuts 7 are being fixed to the periphery section engine side face of a body 5. The periphery tubed part 8 prolonged in the periphery section of a body 5 at a transmission side is formed in one.

[0015] The periphery tubed part 8 consists of shaft-orientations engine flank 8a and shaft-orientations transmission flank 8b. Shaft-orientations transmission flank 8b is located in a periphery side to shaft-orientations engine flank 8a. Inner skin 8c of shaft-orientations engine flank 8a is prolonged straight [ a cross section ] in shaft orientations. The spline 9 is formed in the inner skin of shaft-orientations transmission flank 8b.

[0016] The annular and flat friction surface 70 is formed in the periphery section by the inside of the body 5 of a front cover 2. The friction surface 70 has turned to the shaft-orientations transmission side. The fluid actuation section 3 is arranged in the fluid room A at the shaft-orientations transmission side. Thereby, the fluid interior of a room A is divided into the space C formed between the fluid actuation rooms B, the bodies 5 of a front cover 2, and turbines 11 which are the space in the fluid actuation section 3.

[0017] The impeller 10 consists of the impeller shell 15, two or more impeller blades 16 fixed inside the impeller shell 15, an impeller core 17 fixed inside the impeller blade 16, and an impeller hub 18

Fixed to the transmission side of the front cover 2 by the impeller shell 15

fixed to the inner circumference edge of the impeller shell 15.

[0018] Compared with the former, an impeller blade 16 has a sharply short radial dimension, and is being fixed to a part for the periphery flank of the impeller shell 15. In the fluid room A, a turbine 11 counters an impeller 10 and is arranged. The turbine 11 consists of the turbine shell 20, two or more turbine blades 21 fixed to the turbine shell 20, a turbine core 22 fixed inside the turbine blade 21, and a turbine hub 23 fixed to the inner circumference edge of the turbine shell 20.

[0019] Compared with the former, a turbine blade 21 has a sharply short radial dimension, and is being fixed to a part for the periphery flank of the turbine shell 20. The turbine hub 23 has cylinder-like boss 23a and flange 23b prolonged in a periphery side from there. It is fixed to the inner circumference section of the turbine shell 20 with two or more rivets 24, and flange 23b is. Furthermore, spline 23c is formed in the inner skin of boss 23a. The shaft which is prolonged from a transmission side and which is not illustrated is engaging with spline 23c. Thereby, the torque from the turbine hub 23 is outputted to the shaft which is not illustrated.

[0020] Moreover, the spline 25 is formed in the peripheral face of flange 23b of the turbine hub 23. Moreover, the peripheral face 26 by the side of the shaft-orientations engine of boss 23a is straight prolonged in shaft orientations in the cross section.

[0021] The stator 12 is arranged between the inner circumference section of an impeller 10, and the inner circumference section of a turbine 11. A stator 12 is a device for rectifying the hydraulic oil which returns from a turbine 11 to an impeller 10, and realizing the torque-amplification operation in a torque converter 1. According to this torque-amplification operation, the acceleration engine performance which was excellent at the time of start is obtained. The stator 12 consists of a stator carrier 27, two or more stator blades 28 prepared in the peripheral face, and a stator core 29 prepared in the periphery side of a stator blade 28.

[0022] Furthermore, as for a stator blade 28, the inner circumference flank of an inlet-port side face is located in a transmission side from the periphery side face in the shaft-orientations location. That is, although the inlet-port side face of a stator blade 28 is a taper configuration and the amount of [ of the inlet-port side face of a stator blade 28 ] periphery flank is specifically in an engine side in a shaft-orientations location from the shaft-orientations center position C1 of the fluid actuation section 3, the amount of [ of the inlet-port side face of a stator blade 28 ] inner circumference flank is in a transmission side in a shaft-orientations location from the shaft-orientations center position C1 of the fluid actuation section 3. A tooth space can be secured to the inner circumference side of the fluid actuation section 3, and the below-mentioned damper device 44 can be enlarged because it is such a configuration. In addition, the outlet side side of a stator blade 28 is also the same taper configuration as an inlet-port side face, and, as a result, as for the stator blade 28, shaft-orientations width of face has become in general fixed. In addition, compared with the former, as for the stator blade 28, the radial dimension and the shaft-orientations dimension are short sharply.

[0023] The stator carrier 27 is supported by the fixed shaft which is not illustrated through an one-way clutch 30. The stator carrier 27 is prolonged for a long time in radial compared with the former, and has become the configuration where the field by the side of a shaft-orientations engine was dented over the whole. It is located from the first in a shaft-orientations transmission side by the amount of [ of the inlet-port side face of a stator blade 28 ] periphery flank from a part for the inner circumference flank, and, specifically, naturally, the radial interstitial segment of the field by the side of the shaft-orientations engine of the stator carrier 27 is located in a transmission side in the shaft-orientations location from the shaft-orientations center position C1 of the fluid actuation section 3.

[0024] Moreover, the amount of [ of the turbine shell 20 ] (part to which the turbine blade 21 is not being fixed) inner circumference flank is curving to shaft orientations along with the stator carrier 27, and the radial interstitial segment is located in a transmission side in the shaft-orientations location from the shaft-orientations center position C1 of the fluid actuation section 3. The stator carrier 27 and the turbine shell 20 were greatly incurvated to the shaft-orientations transmission side as mentioned above, and the tooth space for the below-mentioned damper device 44 can be secured to the inner circumference side of the part which is equivalent to a turbine 11 especially the inner circumference side of the fluid actuation section 3 by forming the crevice it turned [ crevice ] to the



circumference side of the fluid actuation section 3 by forming the device 11 (device 11) to the shaft-orientations engine side.

[0025] The 1st washer 32 is arranged between the shaft orientations of the body 5 of a front cover 2, and the turbine hub 23. In addition, two or more slots which extend in radial are formed in the shaft-orientations engine side edge side of the 1st washer 32, and hydraulic oil can circulate the radial both sides of the 1st washer 32 by these slots. The 2nd washer 33 is arranged between the turbine hub 23 and the one-way clutch 30. In addition, two or more slots which extend in radial are formed in the shaft-orientations transmission side edge side of the 2nd washer 33, and hydraulic oil can circulate the radial both sides of the 2nd washer 33 by these slots.

[0026] Two or more contact section 27a which contacts the inner circumference section of the impeller shell 15 is formed in the shaft-orientations engine side of the stator carrier 27. Contact section 27a is formed together with a hand of cut, and has become the clearance which is open for free passage in a radius in the meantime. Hydraulic oil can circulate the radial both sides of contact section 27a by these clearances.

[0027] In addition, with this operation gestalt, the 1st oilway of a hydraulic circuit is connected between the shaft orientations of an impeller hub 18 and a stator 12, the 2nd oilway of a hydraulic circuit is connected between the shaft orientations of a stator 12 and the turbine hub 23, and the 3rd oilway of a hydraulic circuit is connected between the turbine hub 23 and the inner circumference section of a front cover 2. The 1st oilway and the 2nd oilway are usually connected with the common hydraulic circuit, and both supply hydraulic oil to the fluid actuation section 3, or discharge hydraulic oil from the fluid actuation section 3. The 3rd oilway is formed in the interior of the shaft which is not illustrated, and hydraulic oil can be supplied to between a front cover 2 and the turbine hubs 23 (i.e., the inner circumference section of Space C), or it can discharge hydraulic oil from Space C.

[0028] Next, Space C is explained. Space C is the annular space formed between the shaft orientations of the body 5 of a front cover 2, and a turbine 11. A shaft-orientations engine side is formed with the body 5 of a front cover 2, and, as for Space C, the shaft-orientations transmission side is formed of the turbine shell 20 of a turbine 11. Furthermore, a periphery side is mainly formed of the inner skin of the periphery tubed part 8, and, as for Space C, the inner circumference side is formed of the peripheral face of the turbine hub 23. Space C is connected as mentioned above at the external hydraulic circuit between the inner circumference sides 23, i.e., the inner circumference section of a front cover 2, and a turbine hub. Furthermore, Space C is open for free passage in the fluid actuation room B from the clearance between impeller 10 outlet and turbine 11 inlet port in the periphery section.

[0029] Lock-up equipment 4 is arranged in Space C, and is connection and equipment for carrying out a deconcatenation mechanically about a front cover 2 and a turbine 11 by the oil pressure change in Space C. Lock-up equipment 4 mainly consists of a piston device 41 and the 2nd piston 42.

[0030] The piston device 41 has the piston function in which oneself operates by oil pressure change in Space C, and the damper function for absorbing and decreasing torsion vibration of a hand of cut. The piston device 41 consists of the 1st piston 43 and a damper device 44. The 1st piston 43 is a disc-like member arranged by approaching in Space C at the body 5 side of a front cover 2. The 1st piston 43 is dividing the inside of Space C into the 1st space D by the side of a front cover 2, and the 2nd space E by the side of a turbine 11. The periphery section of the 1st piston 43 is the friction connection section 49 arranged at the shaft-orientations transmission side of the friction surface 70 of a front cover 2. It is a part for a plate-like part annular [ the friction connection section 49 ] and flat, and the annular friction member 46 is stuck on shaft-orientations both sides. In the following explanation, what counters a friction surface 70 in the friction member 46 is set to 1st friction member 46a, and the thing of the opposite side is set to 2nd friction member 46b. The oil groove penetrated to radial may be formed in the front face of 1st friction member 46a and 2nd friction member 46b.

[0031] The inner circumference tubed part 71 is formed in the inner circumference edge of the 1st piston 43. The inner circumference tubed part 71 is prolonged in the shaft-orientations transmission side from the inner circumference edge of the 1st piston 43. The inner skin of the inner circumference tubed part 71 is supported by the peripheral face 26 of the turbine hub 23 movable in

shaft orientations and a hand of cut. The shaft-orientations transmission side of the inner circumference tubed part 71 can contact flange 23b of the turbine hub 23. Thereby, the migration by the side of the shaft-orientations transmission of the 1st piston 43 is restricted. In addition, the annular slot is formed in the peripheral face 26, a seal ring 57 is arranged and the Mizouchi requires. The seal ring 57 is in contact with the inner skin of the inner circumference tubed part 71. The 1st space D and the 2nd space E are mutually intercepted with this seal ring 57.

[0032] As stated above, the inner circumference section of the 1st space D is open for free passage with the 3rd oilway, and is intercepted from the 2nd space E with the seal ring 57. The periphery section of the 1st space D is intercepted from the 2nd space E, after the friction connection section 49 has contacted the friction surface 70, and it is open for free passage with the 2nd space E in the condition of having separated.

[0033] The absorber device 44 is a device for absorbing and decreasing torsion vibration while transmitting the torque from the 1st piston 43 to a turbine 11 side. The absorber device 44 is arranged in the 2nd space E between the inner circumference section of the 1st piston 43, and the inner circumference section of the turbine shell 20. The absorber device 44 mainly consists of a drive member 50, a driven member 51, and a torsion spring 52.

[0034] The drive member 50 is an annular and disc-like member which vacated between for the shaft-orientations engine side of the 1st piston 43, and has been arranged. The periphery section of the drive member 50 is being fixed with two or more rivets 56 to the 1st piston 43. Two or more rectangular windows 35 for supporting the torsion spring 52 are formed in the drive member 50. The rectangular window 35 is penetrated to shaft orientations, it has projected in the shaft-orientations transmission side, and the lifting section is formed in radial edges on both sides. Moreover, the supporter 36 is formed in the location corresponding to a rectangular window 35 in the 1st piston 43. A supporter 36 is a lobe from which it is formed in shaft orientations of spinning etc., and a shaft-orientations transmission side serves as a concave. Predetermined heat treatment etc. is performed to the part which contacts the torsion spring 52 in a supporter 36. Thus, the 1st piston 43 is functioning as absorber casing of the absorber device 44, and one side of the conventional drive plate can be omitted. As a result, components mark decrease and whole structure becomes easy.

[0035] In addition, the drive member 50 has periphery section 50a fixed to the 1st piston 43 with the rivet 56, tubed part 50b prolonged in a shaft-orientations transmission side from periphery section 50a, and annular section 50c prolonged in the radial inside from tubed part 50b. The above-mentioned rectangular window 35 is formed in annular section 50c.

[0036] The driven member 51 is an annular plate and is arranged between the shaft orientations of the 1st piston 43 and the drive member 50. The window hole 58 penetrated to shaft orientations is formed in the location corresponding to the rectangular window 35 of the drive member 50 at the driven member 51. Tubed part 51a prolonged in a shaft-orientations transmission side is formed in the inner circumference edge of the driven member 51. Spline 51b which engages with the spline 25 of the turbine hub 23 is formed in the inner skin of tubed part 51a. The driven member 51 is movable to shaft orientations impossible [ relative rotation ] to the turbine hub 23 by this spline engagement. Moreover, the peripheral face of tubed part 51a is in contact with the inner skin of the drive member 50, and, thereby, the driven member 51 is positioned by radial to the drive member 50.

[0037] The torsion spring 52 is arranged in the window hole 58. The torsion spring 52 is a coil spring prolonged in a hand of cut. The torsion spring 52 has a hand-of-cut edge supported by a window hole 58, an above-mentioned rectangular window 35, and an above-mentioned supporter 36, and is. Furthermore, the torsion spring 52 is having migration of shaft orientations restricted by the rectangular window 35 and supporter 36 of the drive member 50. The torsion spring 52 has been arranged corresponding to the inner circumference section of the turbine shell 20, and the part is contained in concave Mizouchi of the inner circumference section.

[0038] The 2nd piston 42 is arranged in the 2nd space E at the shaft-orientations transmission [ of the 1st piston 43 periphery section ], and periphery side of the damper device 44. The 2nd piston 42 is an annular plate and has the friction connection section 68 close to the shaft-orientations transmission side of the friction connection section 49. The friction connection section 68 has the annular and flat

press side 69 in the shaft-orientations engine side. The press side 69 has countered shaft orientations to 2nd friction member 46b.

[0039] The peripheral face 62 of the 2nd piston 42 is supported in contact with inner skin 8c of the periphery tubed part 8. An annular slot is formed in a peripheral face 62, and D ring 63 is arranged at Mizouchi. D ring 63 contacts inner skin 8c, and is carrying out the seal of the shaft-orientations both sides. The annular section 64 which projects in a periphery side further is formed in the shaft-orientations transmission side of the periphery section of the 2nd piston 42. Spline 64a which engages with the spline 9 formed in the periphery tubed part 8 of a front cover 2 is formed in the peripheral face of the annular section 64. The 2nd piston 42 is movable to shaft orientations impossible [ relative rotation ] to a front cover 2 by this spline engagement. In addition, the wire ring 65 is being fixed to shaft-orientations transmission flank 8b of the periphery tubed part 8, and the annular section 64 of the 2nd piston 42 can be contacted. The migration by the side of the shaft-orientations transmission of the 2nd piston 42 is restricted by this wire ring 65.

[0040] The tubed part material 66 is being fixed to the peripheral face of tubed part 50b of the drive member 50. The peripheral face of the tubed part material 66 contacts the inner skin of the 2nd piston 42, and is supporting the 2nd piston 42 to radial. The 2nd piston 42 is movable to shaft orientations and a hand of cut to the tubed part material 66. An annular slot is formed in the peripheral face of the tubed part material 66, and the seal ring 67 is arranged at Mizouchi. A seal ring 67 contacts the inner skin of the 2nd piston 42, and is carrying out the seal of the shaft-orientations both sides.

[0041] The 3rd space F is formed between the shaft orientations of the periphery part of the 1st piston 43, and the 2nd piston 42 as a result of the above configuration. The inner circumference section of the 3rd space F is intercepted with other parts in the 2nd space E with the above-mentioned seal ring 67. Furthermore, the friction connection section 49 and the friction connection section 68 are shut in the condition of having contacted mutually, and the periphery section of the 3rd space F is wide opened, after both have separated. In the 1st piston 43, two or more holes 47 penetrated to shaft orientations are formed in the radial inside part of the friction connection section 49. The 1st space D and the 3rd space F are mutually open for free passage with this hole 47.

[0042] Furthermore, the 4th annular space G is secured to the periphery side of the friction connection section 49 of the 1st piston 43 by a front cover 2 and the periphery section of the 2nd piston 42. Two or more hole 42a (free passage section) penetrated to shaft orientations is formed in the periphery section of 2nd piston 42 \*\*, and the 4th space G is open for free passage with this hole 42a with the space by the side of the shaft-orientations transmission of the 2nd piston 42 (the 2nd space E). Hole 42a is a comparatively small hole, and is located in a line with the circumferencial direction. Hole 42a passed hydraulic oil and has realized discharge of the contamination mentioned later, and hydraulic oil supply to the friction surface under slip control.

[0043] The clutch connection section 40 of lock-up equipment 4 is explained summarizing the above explanation. The clutch connection section 40 consists of press sides 69 of the friction surface 70 of a front cover 2, the friction connection section 49 of the 1st piston 43, and the friction connection section 68 of the 2nd piston 42. Thus, the clutch connection section 40 has the page [ 2nd ] friction surface.

[0044] Here, since the friction connection section 49 and the friction connection section 68 serve as a piston which moves to shaft orientations itself, respectively, the thrust from the 1st piston 43 acts between a friction surface 70 and the friction member 46, and the thrust from the 2nd piston 42 acts between the friction member 46 and the press side 69.

[0045] Since the bore of the 2nd piston 42 is more specifically larger than the outer diameter of the damper device 44 since the 2nd piston 42 is arranged as a front cover 2 and really rotated input member at the periphery side of the damper device 44, and the 2nd piston 42 is arranged at the periphery of the damper device 44, the tooth space of shaft-orientations one side of the damper device 44 is not restrained. Therefore, the shaft-orientations dimension of the torsion spring 52 in the damper device 44 can be enlarged. Thereby, a design becomes easy and advanced features of the torsion springs 52, such as reduction in rigidity, can be realized further.

[0046] Furthermore, when the 2nd piston 42 is supported by radial by the part, especially the drive

member 50 of the absorber device 44, preparing the special member and special configuration for supporting the 2nd piston 42 is lost, and the structure of the lock-up equipment 4 whole becomes easy.

[0047] Moreover, since the seal of the inner skin of the 1st piston 43 is carried out with a seal ring 57 and the seal of the inner skin and the peripheral face of the 2nd piston 42 is carried out by the seal ring 67 and D ring 63, the independent oil pressure room is formed in the shaft-orientations engine side of the 1st piston 43 and the 2nd piston 42. This oil pressure room will mainly be Space D, if the above-mentioned explanation is used, and it can consider that Space F is that part. ON-OFF of lock-up equipment 4 is controllable by controlling the oil pressure of this oil pressure room.

(2) Explain dimension relation, next the dimension of each device of a torque converter 1. The ratio ( $D2/D1$ ) of the bore D2 of the fluid actuation room B of an anchor ring configuration and an outer diameter D1 is in 0.61 or more range. In addition, a bore D2 is a diameter of circle which is in agreement with the peripheral face of the carrier 27 of a stator 12, and an outer diameter D1 is a diameter of circle which is in agreement with a part for the outermost periphery of an impeller 10 or a turbine 11 (the outermost periphery of each blade in impeller 10 outlet or turbine 11 inlet port). Supposing said ratio has an outer diameter D1 comparable as the former, it means that the bore D2 is large sharply. For this reason, space can be secured to the inner circumference side of the fluid actuation room B, and arrangement of the torsion spring of lock-up equipment is attained there. As for  $D2/D1$ , it is desirable that it is in the range of 0.61-0.77. Because, if  $D2/D1$  becomes 0.77 or more, the flow passage area in the anchor ring will become very small, and the torque capacity of a reduction impeller will become [ the flow rate which acts on a blade as a result ] small. Moreover, it is because the outlet radius of a turbine becomes large and a result to which the maximum efficiency of a torque converter also gets worse is brought.

[0048] The ratio (ratio of length to diameter1) of the axial dimension L of the fluid actuation room B to the outer diameter D1 of the anchor ring is 0.122 or less. Supposing this has the outer diameter D1 of the anchor ring comparable as the former, it means that the axial dimension L is short sharply.

[0049] Furthermore, the ratio ( $L/H$ = oblateness) of the axial dimension L of the anchor ring to the radial dimension H of the anchor ring is 0.65 or less. Thus, although the radial dimension H of the fluid actuation room B is short sharply compared with the former, the fluid actuation room B is maintaining flattening and the axial dimension of the fluid actuation room B has one half extent as a result compared with the former.

[0050] Furthermore, compared with the impeller 10, as for the turbine 11, the axial dimension is short. That is, in the fluid actuation section 3 of an anchor ring configuration, an impeller 10 and a turbine 11 are unsymmetrical to shaft orientations. Specifically, the ratio ( $L_t/L_p$ ) of the axial dimension  $L_t$  of a turbine 11 to the axial dimension  $L_p$  of an impeller 10 is in the range of 0.8-0.95. The axial dimension  $L_t$  of a turbine 11 is the shaft-orientations distance between the parts by the side of an engine most by the outlet of an impeller 10 and the shaft-orientations center position C1 of the vestibule of a turbine 11, and the inside of the turbine shell 20. The axial dimension  $L_p$  of an impeller 10 is the shaft-orientations distance between the parts by the side of transmission most by the inside of the shaft-orientations center position C1 and the impeller shell 15.

[0051] The torsion spring 52 of lock-up equipment 4 is arranged at the inner circumference side of the fluid actuation room B. The periphery side edge of the torsion spring 52 is located more in accuracy at the inner circumference side from the inner circumference side edge (peripheral face of the stator carrier 27) of the fluid actuation room B. Moreover, the part has entered and the shaft-orientations transmission side edge of the torsion spring 52 is close to the inner circumference side of the fluid actuation room B for the torsion spring 52 in the shaft-orientations center position C1 of the anchor ring exceeding the shaft-orientations transmission side edge of a turbine 11.

[0052] As mentioned above, the coil diameter is large sharply compared with the former, without the torsion spring 52 enlarging the shaft-orientations dimension of the torque-converter 1 whole.

Although the coil diameter  $L_d$  of the torsion spring 52 is shorter than the axial dimension L of the anchor ring, specifically, it is longer than the axial dimension  $L_p$  of an impeller 10, and the axial dimension  $L_t$  of a turbine 11. Thus, by the ability of the coil diameter  $L_d$  of the torsion spring 52 to be enlarged, it becomes easy to raise the engine performance of the torque converter 1. Consequently,

be enlarged, it becomes easy to raise the engine performance of the torsion spring 52. Consequently, the fluid torque transmission by the anchor ring of a torque converter 1 is used only at the time of start of a vehicle, and it becomes possible to use it after that in the state of the machine torque transmission with which lock-up equipment 4 was made to connect.

[0053] If the anchor ring is miniaturized as stated above, it is possible that the torque convective ability by the fluid falls. However, in the torque converter with which perform torque transmission by the fluid only at the time of start, for example, lock-up equipment is made to connect at 20km [ or more ]/h, the fall of the torque convective ability by the fluid does not become a problem so much. Furthermore, with this operation gestalt, in order to compensate the above-mentioned degradation, the axial dimension  $L_p$  of an impeller 10 is made longer than the axial dimension  $L_t$  of a turbine 11. Moreover, degradation is compensated with setting the axial dimension  $L_s$  of a stator 12 to 6mm or more. In addition, the die length of a part with the shortest shaft-orientations width of face is said in the axial dimension  $L_s$  of a stator 12.

(3) Explain actuation, next actuation. In the state of the clutch deconcatenation, hydraulic oil is supplied to the inner circumference side of the 1st space D from the 3rd oilway. The hydraulic oil in the 1st space D is flowed on the radial outside, between a friction surface 70 and 1st friction member 46a is flowed, and it flows from the 4th space G to the periphery side of the 2nd space E through hole 42a. The hydraulic oil of the 2nd space E passes along the clearance between the impeller shell 15 and the turbine shell 20, and flows in the fluid actuation room B from the clearance between impeller 10 outlet and the inlet port of a turbine 11. Moreover, the hydraulic oil which moves in the inside of the 1st space D flows in in the 3rd space F through the hole 47 formed in the 1st piston 43. The hydraulic oil in the 3rd space F flows on the radial outside through between the press side 69 and 2nd friction member 46b. The hydraulic oil also flows to the periphery side of the 2nd space E through hole 42a.

[0054] By the flow of the above hydraulic oil, since the hydraulic oil of the 4th space G is discharged through hole 42a, the contamination (sludge-like wear powder oxide) generated in the friction surface etc. is fully discharged, and the 4th space G cannot be easily covered with it. Consequently, it is hard to produce degradation of D ring 63 by contamination etc.

[0055] Here, since the 1st piston 43 and the 2nd piston 42 are functioning as pistons which move to shaft orientations by change of the oil pressure in Space C, respectively, shaft-orientations actuation of both members is stable. Therefore, in the clutch connection section 40, each part material cannot contact easily mutually. That is, it is hard to produce the drag torque. The 2nd piston 42 has the migration by the side of shaft-orientations transmission restricted by the wire ring 65, and the 1st piston 43 is having migration to shaft orientations specifically restricted by the turbine hub 23. Consequently, as shown in drawing 2, predetermined path clearance is further secured between 2nd friction member 46b and the press side 69 between a friction surface 70 and 1st friction member 46a.

[0056] Next, clutch connection actuation is explained. The drain of the hydraulic oil in the 1st space D is carried out from the 3rd oilway. The hydraulic oil in the 1st space D flows from this to an inner circumference side, and the hydraulic oil in the 3rd space F flows in in the 1st space D through a hole 47 further. Consequently, according to an oil pressure difference, the 1st piston 43 moves to a shaft-orientations engine side, and the friction connection section 49 contacts the friction surface 70 of a front cover 2. Furthermore, the 2nd piston 42 also moves to a shaft-orientations engine side, and the press side 69 contacts 2nd friction member 46b. At this time, when the 1st space D and the 3rd space F are mutually open for free passage with a hole 47, the responsibility of the 2nd piston 42 is improving.

[0057] In the above explanation, although actuation of a torque converter was classified into the torque transmission (inside of the deconcatenation of lock-up equipment 4) by the fluid, and mechanical torque transmission (under connection of lock-up equipment 4), slip control from which the rate of the torque transmission by the fluid and mechanical torque transmission changes continuously may be performed.

[0058] Hereafter, slip control is explained. The absorber device of a lock-up clutch absorbs the torque fluctuation accompanying engine combustion fluctuation. However, in the low-speed field of a car, since torque fluctuation of level fully unabsorbable by the absorber device occurs, a lock-up

... , since torque modulation of a vehicle is necessary, a lock-up clutch cannot be used. Then, in order to aim at further improvement in fuel consumption using a lock-up clutch in a low vehicle speed field more, recent years come and slip control came to be performed. Slip control is forcing a piston on a front cover by the weak conclusion force, and predetermined slip rotation is regularly given between the piston and the front cover. If there is slip rotation, power will be shared by machine transfer and fluid transfer and will be performed. When a slip rotational frequency is large, the rate of machine transfer power is small and the rate of fluid transfer power is large. When a slip rotational frequency is small, the rate of machine transfer power is large and the rate of fluid transfer power is small. Control of a slip engine speed is performed by hydraulic control controlling the oil pressure difference of the both sides of a piston within a torque converter.

[0059] Since sliding always arises in a friction surface, the problem produced in slip control is the point that the workload in a friction surface is large. Then, in order to perform slip control, it is desirable to establish two or more friction surfaces and to reduce the workload per unit area of a friction surface. Moreover, it is desirable to supply the hydraulic oil for cooling and lubrication to a friction surface. With the operation gestalt of this invention, in order to realize the former, two pistons were used and two or more friction surfaces are secured. Moreover, in order to realize the latter, hole 42a is formed in the periphery flank of a piston 42. Specifically, hole 42a enables hydraulic oil to flow by between a friction surface 70, i.e., a friction surface, and 1st friction member 46a and the press side 69, and 2nd friction member 46b also in slip control.

[0060] As further problem produced in slip control, when lock-up equipment is connected at the time of a coast, there is a problem which an engine stall produces at the time of sudden moderation. In order to solve this problem, generally, the rotational frequency of the engine of a vehicle is detected, and when that fall is rapid, control of which lock-up equipment is canceled compulsorily is performed. With the operation gestalt of this invention, the oil sac where it became independent for operating the 1st piston 43 and the 2nd piston 42 by carrying out the seal of the periphery side of the 2nd piston 42 and the inner circumference side is secured between a front cover 2 and the 1st piston 43. Thus, since the responsibility of the 1st piston 43 and the 2nd piston 42 is raised, the deconcatenation of the lock-up equipment 4 can be promptly carried out to a slam on the brake. The responsibility of the 2nd piston 42 is improving further by forming a hole 47 in the 1st piston 43 especially.

[0061]

[Effect of the Invention] In the torque converter concerning this invention, since the bore of the fluid actuation section is large compared with the former, the torsion spring of lock-up equipment can be arranged to the method of the inside of radial of the fluid actuation section. Therefore, without enlarging the shaft-orientations dimension of a torque converter, a torsion spring can be enlarged enough and the engine performance can be raised.

[Translation done.]

\* NOTICES \*

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] The longitudinal-section schematic diagram of the torque converter with which 1 operation gestalt of this invention was adopted.

[Drawing 2] Drawing in which being the partial enlarged drawing of drawing 1 and showing the clutch connection section of lock-up equipment.

[Description of Notations]

- 1 Torque Converter
- 2 Front Cover
- 3 Fluid Actuation Section
- 4 Lock-up Equipment
- 10 Impeller
- 11 Turbine
- 12 Stator
- 20 Turbine Shell
- 21 Turbine Blade
- 23 Turbine Hub
- 41 Piston Device
- 42 2nd Piston
- 43 1st Piston
- 46 Friction Member
- 50 Drive Member
- 51 Driven Member
- 52 Torsion Spring

[Translation done.]



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☒ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**